

BUNDESREPUBLIK DEUTSCHLAND



Prioritätsbescheinigung über die Einreichung einer Patentanmeldung

Aktenzeichen:

102 59 624.7

Anmeldetag:

18. Dezember 2002

Anmelder/Inhaber:

ContiTech Vibration Control GmbH,
Hannover/DE

Bezeichnung:

Hydraulisches Radiallager

IPC:

F 16 F, B 60 K

Die angehefteten Stücke sind eine richtige und genaue Wiedergabe der ursprünglichen Unterlagen dieser Patentanmeldung.

München, den 06. November 2003
Deutsches Patent- und Markenamt
Der Präsident
Im Auftrag

A large, handwritten signature in black ink, which appears to be "Kahle", is written diagonally across the page below the official title.

Kahle

5

Hydraulisches Radiallager

Gemäß dem Oberbegriff des Anspruchs 1 betrifft die Erfindung ein hydraulisches Radiallager, eine sogenannte Hydrobuchse, wie sie für die Lagerung von Motoren in Kraftfahrzeugen verwendet werden.

Neben der Isolation von Schwingungen, die auch von herkömmlichen Gummielementen erbracht werden, weisen die Hydrobuchsen zusätzlich ein Dämpfungsverhalten zur Dämpfung der im Fahrzeug zwischen Motor und Karosserie auftretenden Schwingungen auf. Wie anhand der Fig. 7 beschrieben, werden die Dämpfungseigenschaften durch ein in die Hydrobuchse integriertes System erzielt, das aus der als Kolben wirkenden Tragfeder und einem Kanal besteht. Hierbei bilden die Masse im Kanal und die Volumensteifigkeit ein schwingungsfähiges System.

Derartige Systeme sind auf ca. 10 Hz abgestimmt und sind damit in der Lage, die Eigenschwingungen des Motors zu kompensieren. Für eine Dämpfung im unteren Hörbereich sind herkömmliche Standard-Hydrobuchsen aber völlig ungeeignet.

Die Erfindung zielt auf eine Hydrobuchse, die in der Lage ist, akustische Störgeräusche, insbesondere im Bereich von ca. 130 Hz, wegzufiltern.

25

Die DE-OS 37 23 986 A1 beschäftigt sich mit vergleichsweise großen Schwingungsamplituden im Bereich der Eigenfrequenz des Dämpfersystems sowie mit hochfrequenten Schwingungen vergleichsweise kleiner Amplitude. Zur Dämpfung der tiefen Frequenzen großer Amplitude gibt es – wie bei einer Standard-Hydrobuchse – zwei über einen Überströmkanal miteinander verbundene, volumenveränderliche Kammern. Zusätzlich ist eine weitere, mit elastischer Membran abgeschlossene Gas-Kammer zur Aufnahme hochfrequenter Schwingungen kleiner Amplitude vorgesehen. D. h.: Hier

können im akustischen Bereich lediglich kleine Amplituden weggefiltert werden. Ein weiterer Nachteil besteht darin, dass zur Bedämpfung des erweiterten Bereichs zusätzliche Maßnahmen erforderlich sind, deren Herstellung mit einem zusätzlichen Aufwand verbunden ist.

5

Aufgabe und Lösung

Die Aufgabe der vorliegenden Erfindung besteht demnach in der Schaffung eines einfach aufgebauten Radiallagers der eingangs genannten Art, das in der Lage ist, bei geringer dynamischer Steifigkeit Störgeräusche, insbesondere im Bereich von ca. 130 Hz, zu absorbieren.

Die Lösung ist im Wesentlichen mit Patentanspruch 1 umschrieben. Die Unteransprüche geben bevorzugte Details an.

Die Vorteile der Erfindung werden anhand einer Gegenüberstellung zum relevanten Stand

15 der Technik erläutert.

Zeichnungen

Im folgenden wird ein Ausführungsbeispiel des erfindungsgemäßen Radiallagers und eine 20 herkömmliche Standard-Hydrobuchse erläutert. Es zeigt:

Fig. 1 eine erfindungsgemäße Hydrobuchse (Radiallager) in perspektivischer Sicht; seitlich, schräg von unten betrachtet (Außenkörper entfernt);

Fig. 2 eine Frontalansicht desselben Radlagers;

Fig. 3 den Schnitt A-A;

25 Fig. 4 den Schnitt B-B;

Fig. 5 den Schnitt C-C und

Fig. 6 den Schnitt D-D.

Fig. 7 zeigt eine Standard-Hydrobuchse gemäß dem Stand der Technik, seitlich, schräg von unten betrachtet (Außenkörper entfernt).

30 Fig. 8a/b dient zur Erläuterung der Kontinuitätsgleichung und der Bernoulligleichung.

Beschreibung

Die in Fig. 7 dargestellte Standard-Hydrobuchse 102 besteht im Wesentlichen aus einem
 5 hülsenförmigen Außenkörper 104 (gestrichelt dargestellt), einem radial zu diesem
 beabstandeten inneren Befestigungskörper 106 (zur Aufnahme eines Lagerzapfens) und
 einem zwischen dem Außenkörper 104 und dem Innenkörper 106 befindlichen
 zweischenkligen Federkörper 108.

Zwischen den Schenkeln 108a, 108b des Federkörpers 108 befindet sich eine mit
 10 Hydraulikflüssigkeit gefüllte, volumenveränderliche Arbeitskammer 110, die nach außen
 vom Außenkörper 104 und beidseitig jeweils von einem massiven Steg 112a, 112b
 begrenzt wird. Umfangsseitig ist an der Innenseite des Außenkörpers 104 ringförmig ein
 Überstromkanal 114 angeordnet, dessen eines Ende eine Öffnung 116 zur Arbeitskammer
 110 und dessen anderes Ende eine Öffnung 118 zu einer seitlich im Lager 102 angeordnete
 15 Ausgleichskammer 120a aufweist. Die Ausgleichskammer 120a ist nach außen ebenfalls
 von dem alles umschließenden zylindrischen Außenkörper 104 umgrenzt; nach innen weist
 die Ausgleichskammer 120a eine flexible Membran 122a auf.

Aus Symmetriegründen befindet sich auf der gegenüberliegenden Seite eine weitere, insgesamt spiegelbildlich ausgebildete
 20 Ausgleichskammer 120b nebst flexibler Membran 122b (nicht dargestellt). Beide
 Ausgleichskammern 120a, 120b sind über einen Verbindungs Kanal 124 miteinander
 verbunden.

25 Wirkt eine (dynamische) Last F_1 auf das Hydrolager 102, dann wird der zweischenklige
 Federkörper 108 deformiert, wodurch er wie ein Kolben auf die in der Arbeitskammer 110
 befindliche Hydraulikflüssigkeit drückt. Dabei ist die effektive Kolbenfläche A_1 durch das
 aus dem bzw. in den „Kolben“ verdrängte Flüssigkeitsvolumen ΔV und seiner
 Geschwindigkeit v_1 gegeben. Die vom Federkörper 108 verdrängte Flüssigkeitsmenge
 30 wird gezwungen, durch den Überstromkanal 114 (Querschnitt a_2 ,

Strömungsgeschwindigkeit v_2) in die Ausgleichskammer(n) 120a (120b) zu entweichen.

Die Strömung erfolgt gemäß der *Kontinuitätsgleichung*

$$A_1 \cdot v_1 \cdot \rho = A_2 \cdot v_2 \cdot \rho$$

$$\text{bzw. } A_1 \cdot v_1 \cdot \rho = A_2 \cdot v_2 \cdot \rho \quad (\text{vgl. Fig. 8a})$$

5 und der *Bernoulli-Gleichung*

$$p_1 + \rho/2 \cdot v_1^2 = p_2 + \rho/2 \cdot v_2^2 \quad (\text{vgl. Fig. 8b}).$$

An der Übergangsstelle von der (weiten) Arbeitskammer 110 zum (engen) Überströmkanal

114 gibt es einen Geschwindigkeitssprung von der Geschwindigkeit v_1 zu der

Geschwindigkeit v_2 , was beträchtliche Reaktionskräfte F_2 (Fig. 8b) freisetzt, die eine

Aufblähung des Federkörpers 108 bewirken. Außer durch die statische Federsteifigkeit ist

der Federkörper 108 deshalb durch eine sogenannte „dynamische Blähsteifigkeit“

charakterisiert, die in Verbindung mit der effektiven Masse der in dem Überströmkanal

114 schwingenden Hydraulikflüssigkeit die zur Schwingungstilgung wirksame

15 Eigenfrequenz des Hydrolagers 102 im wesentlichen bestimmt. Diese Eigenfrequenz liegt bei einem herkömmlichen Standard-Hydrolager 102 bei ca. 10 Hz.

An einem herkömmlichen Hydrolager 102 ist es unmöglich, den in der Aufgabe geforderten Frequenzbereich von ca. 130 Hz mit rein konstruktiven (Dimensionierungs-)Maßnahmen zu realisieren.

Anhand einer Gegenüberstellung sollen nun die wesentlichen Gemeinsamkeiten und die Unterschiede zu einem erfindungsgemäßen Hydrolager 2 erläutert werden.

25 Das in den Fig. 1 bis Fig. 6 dargestellte erfindungsgemäße Radiallager 2 besteht im Wesentlichen ebenfalls aus einem hülsenförmigen Außenkörper 4 (in Fig. 1 gestrichelt dargestellt), einem radial zu diesem beabstandeten inneren Befestigungskörper 6 und einem zwischen dem Außenkörper 4 und dem Innenkörper 6 befindlichen zweischenkligen Federkörper 8. Eine ebenfalls zwischen den Schenkeln 8a, 8b des Federkörpers befindliche, nach außen vom Außenkörper 4 begrenzte Arbeitskammer 10 ist ebenfalls volumenveränderlich mit Hydraulikflüssigkeit gefüllt.

Auch weist das erfindungsgemäße Lager 2 beidseitig jeweils eine mit elastischer Wandung (flexible Membran 22a, 22b) versehene Ausgleichskammer 20a, 20b auf, die ebenfalls über einen Verbindungskanal 24 miteinander verbunden sind.

- 5 Erfindungsgemäß ist nun die Arbeitskammer 10 mit beiden Ausgleichskammern 20a, 20b über jeweils einen Überströmkanal 14a, 14b verbunden. Diese Überströmkanäle 14a, 14b bestehen aus einem (teilweisen) Fehlen der beiden Seitenwände (vgl. Stege 112a, 112b; Fig. 7) der Arbeitskammer 10. Die Breite B der Kanäle 14a, 14b ist identisch mit der gesamten Höhe H des zylindrischen Lagers 2. Die Länge L der beiden Kanäle 14a, 14b ist beträchtlich geringer als ihre Breite B. Die Kanäle 14a, 14b gehen strömungsgünstig unmittelbar in die sich jeweils anschließende Ausgleichskammer 20a, 20b über. Die beiden Überströmkanäle 14a, 14b sind zueinander parallelgeschaltet; somit addieren sich ihre jeweiligen Querschnitte zu einem Gesamtquerschnitt A_2 . Da beide Ausgleichskammern 20a, 20b direkt über jeweils einen Überströmkanal 14a bzw. 14b mit der
- 15 volumenveränderlichen Arbeitskammer 10 verbunden sind, dient der die beiden Ausgleichskammern 20a, 20b überbrückende Verbindungskanal 24 lediglich dem Ausgleich bei asymmetrischer Belastung des Lagers 2.

Mit der erfindungsgemäßen Konstruktion ist erstmals eine Dimensionierung von
 20 Überströmkanälen gelungen, die es ermöglicht, die für die Absorption relevante Frequenz in den Bereich von ca. 130 Hz zu legen, wobei sich die relevante Frequenz auch hier aus der effektiven Masse der in den Überströmkanälen schwingungsfähigen Hydraulikflüssigkeit in Verbindung mit der dynamischen Blähsteifigkeit des Federkörpers, (die mit dem „Kolbenquerschnitt“ A_1 und der in der Arbeitskammer 10 gegebenen
 25 Strömungsgeschwindigkeit v_1 gegeben ist,) berechnet.

Um die „Fehlanpassung“ zwischen „Kolbenquerschnitt“ A_1 und der Summe der Überströmkanal-Querschnittsflächen A_2 weiter zu verringern, weist die Arbeitskammer 10 Einschnürungen 26a, 26b auf.

- 30 Um die dynamische Steifigkeit so gering wie möglich zu halten, sollte die Hydraulikflüssigkeit eine möglichst geringe Viskosität aufweisen, d. h. möglichst

dünnflüssig sein. Auch sollte die Viskosität der Flüssigkeit und die Geometrie der Übergänge 10 \leftrightarrow 14 \leftrightarrow 20 so gewählt sein, dass die Strömung der von einer Kammer in die andere bewegten Flüssigkeit möglichst laminar erfolgt.

Dies ist bekanntlich dann der Fall, wenn die *Reynolds'sche Zahl*

5

$$R_e = \rho \cdot r \cdot v / \eta < 1200$$

ist, mit ρ = Dichte der Flüssigkeit, η = Viskosität, r = charakteristische Länge, v = Geschwindigkeit der Flüssigkeit.

Bei der Realisierung des Lagers hat sich eine Viskosität im Bereich von $\eta = 0,01 \text{ g} \cdot \text{cm}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}$ (Wasser, 20°C) bis $\eta = 14,9 \text{ g} \cdot \text{cm}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}$ (Glycerin, 20°C) als besonders geeignet erwiesen.

Aus praktischen Erwägungen sollte dem Wasser bei Verwendung als Hydraulikflüssigkeit ein Frostschutzmittel, z. B. Glykol oder Glycerin, d. h. zwei- oder dreiwertiger Alkohol, beigemengt werden.

15

Außerdem sollte darauf geachtet werden, dass stets ein genügender Abstand zum Siedepunkt der Hydraulikflüssigkeit gewährleistet ist, um Kavitation zuverlässig auszuschließen.

Bezugszeichenliste

- 2 Radiallager, Lager, Hydrobuchse
 4 hülsenförmiger Außenkörper
 5 6 innerer Befestigungskörper, Innenkörper
 8 zweischenklig Federkörper, Tragkörper
 8a, 8b Schenkel des Federkörpers 8
 10 Arbeitskammer
 14a, 14b Überströmkanal, Kanal
 20a, 20b Ausgleichskammer
 22a flexible Membran der Ausgleichskammer 20a
 22b flexible Membran der Ausgleichskammer 20b
 24 Verbindungs Kanal
 26a, 26b Einschnürung(en)
 15 A₁ Querschnittsfläche des „Kolbens“ 8
 A₂ Summe der Querschnitte 14a, 14b
 a₂ Querschnittsfläche des Überströmkanals 114
 v₁ Hydraulik-Geschwindigkeit im „Kolben“
 v₂ Hydraulik-Geschwindigkeit im Überströmkanal
 20 F₁ (dynamische) Last
 F₂ Reaktionskraft, Blähsteifigkeit
 ΔV verdrängtes Volumen
 H Zylinderhöhe des Lagers
 L Kanal-Länge
 25 B Kanal-Breite
 102 Standard-Hydrobuchse, Lager
 104 hülsenförmiger Außenkörper
 106 innerer Befestigungskörper
 108 zweischenklig Federkörper
 30 108a, 108b Schenkel des Federkörpers 108
 110 Arbeitskammer

- 112a, 112b Steg
- 114 Überströmkanal
- 116 Öffnung des Überströmkanals zur Arbeitskammer
- 118 Öffnung des Überströmkanals zur Ausgleichskammer 120a
- 5 120a, 120b Ausgleichskammer(n)
 - 122a flexible Membran der Ausgleichskammer 120a
 - 122b flexible Membran der Ausgleichskammer 120b
- 124 Verbindungskanal

Patentansprüche

1. Hydrobuchse (2) zur radialen Lagerung insbesondere eines Motors in einem Kraftfahrzeug,

- 5 - mit einem hülsenförmigen Außenkörper (4),
 - mit einem radial zu diesem beabstandeten inneren Befestigungskörper (6),
 - mit einem zwischen Außenkörper (4) und Innenkörper (6) befindlichen, zweischenkligem Federkörper (8),

wobei sich zwischen den Schenkeln (8a, 8b) des Federkörpers (8) eine mit Hydraulikflüssigkeit gefüllte, nach außen vom Außenkörper (4) begrenzte, volumenveränderliche Arbeitskammer (10) befindet, und

- mit seitlich mindestens einer, mit elastischer Wandung (flexible Membran 22a und/oder 22b) versehenen Ausgleichskammer (20a und/oder 20b), die gegebenenfalls über einen Verbindungskanal (24) miteinander verbunden sein können,

15 wobei die Arbeitskammer (10) mit der mindestens einen Ausgleichskammer (20a und/oder 20b) über einen Überströmkanal (14a und/oder 14b) verbunden ist, und

wobei die Kammern (10, 20a und/oder 20b) und Kanäle (14a und/oder 14b, 24) mit einer niedrig viskosen Hydraulikflüssigkeit gefüllt sind,

dadurch gekennzeichnet,

20 dass die Dimensionen

- der Querschnittsfläche („Kolbenfläche“, A_1) der Arbeitskammer (10),
 - der dynamischen Blähsteifigkeit des Federkörpers (8), und
 - der Länge (L) und der Querschnittsfläche (A_2) des mindestens einen Überströmkanals (14a und/oder 14b) so gewählt sind,

25 dass die Hydrobuchse (2) eine Eigenfrequenz von ca. 130 Hz aufweist.

2. Hydrobuchse nach Anspruch 1,

dadurch gekennzeichnet,

dass das Verhältnis der effektiven Querschnittsfläche (A_1) der Arbeitskammer („Kolben“,

30 10) zu der Querschnittsfläche (A_2) des mindestens einen Kanals (14a und/oder 14b) bei 0,1 bis 10 liegt.

3. Hydrobuchse nach Anspruch 1,
dadurch gekennzeichnet,
dass das Verhältnis ($A_1 : A_2$) der Querschnittsflächen (A_1 und A_2) von „Kolben“ (10) und
5 Kanal (14a und/oder 14b) zueinander bei ca. 2,2 liegt.

4. Hydrobuchse nach einem der Ansprüche 1 bis 3,
dadurch gekennzeichnet,
dass das Verhältnis der Länge (L) des mindestens einen Überströmkanals (14a und/oder
14b) zu der gesamten Querschnittsfläche (A_2) des mindestens einen Überströmkanals (14a
und/oder 14b) bei 0,1 bis 4,0 liegt.

5. Hydrobuchse nach einem der Ansprüche 1 bis 3,
dadurch gekennzeichnet,
15 dass das Verhältnis von Länge (L) zu Fläche (A_2) des mindestens einen Überströmkanals
(14a und/oder 14b) ca. 1,5 beträgt.

6. Hydrobuchse nach einem der Ansprüche 1 bis 5,
wobei der Querschnitt („Kolbenfläche“, A_1) der Arbeitskammer (10) **durch** mindestens
20 eine Einschnürung (26a und/oder 26b) **gekennzeichnet** ist.

7. Hydrobuchse nach einem der Ansprüche 1 bis 6,
dadurch gekennzeichnet,
dass die Volumina von Arbeitsraum (10) und dem mindestens einen Überströmkanal (14a
25 und/oder 14b) im Verhältnis von 0,1 bis 4 liegen.

8. Hydrobuchse nach einem der Ansprüche 1 bis 6,
dadurch gekennzeichnet,
dass das Volumenverhältnis von Arbeitsraum (10) und dem mindestens einen
30 Überströmkanal (14a und/oder 14b) zwischen 1,0 und 3,0 liegt.

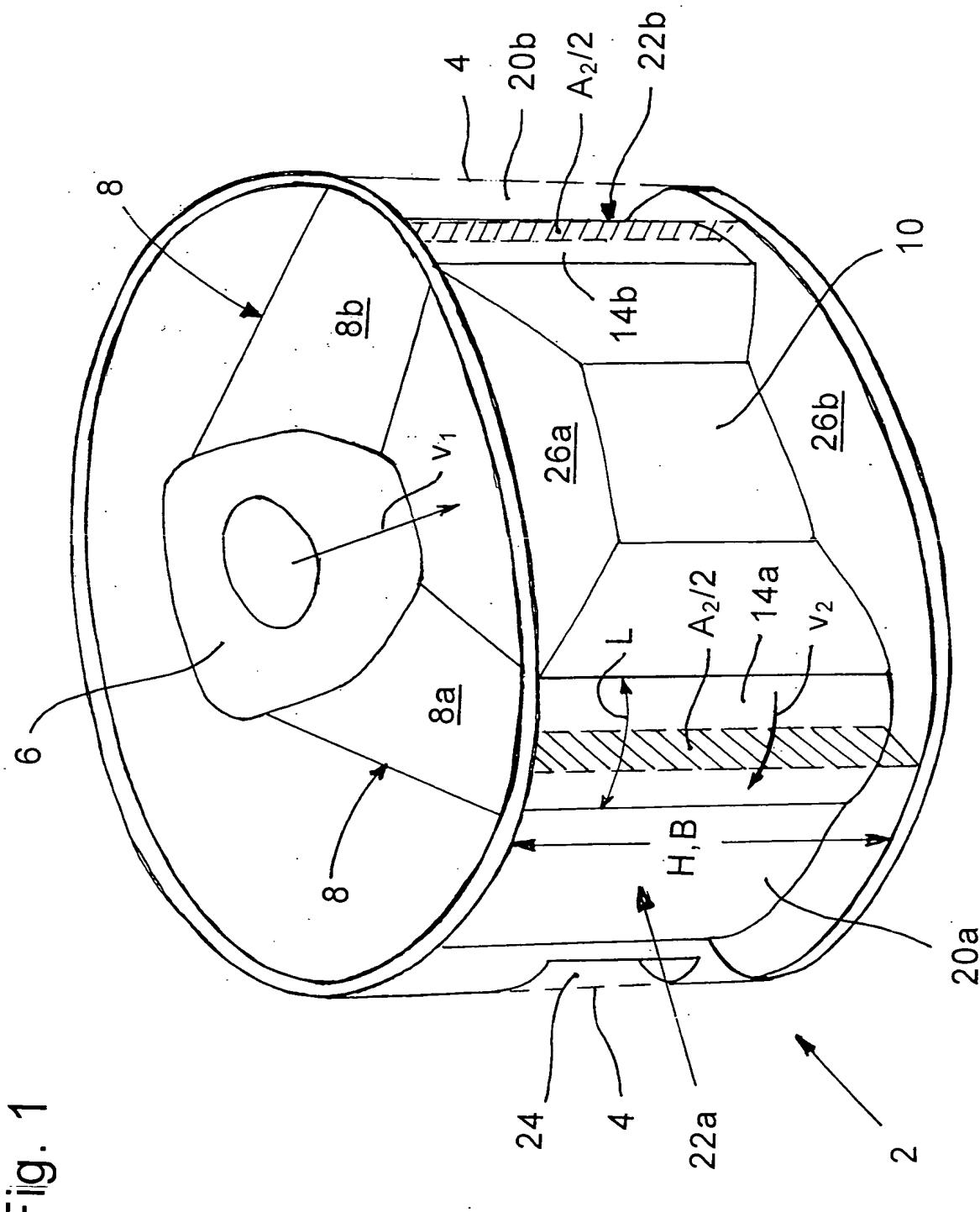


Fig. 1

2/6

Fig. 2

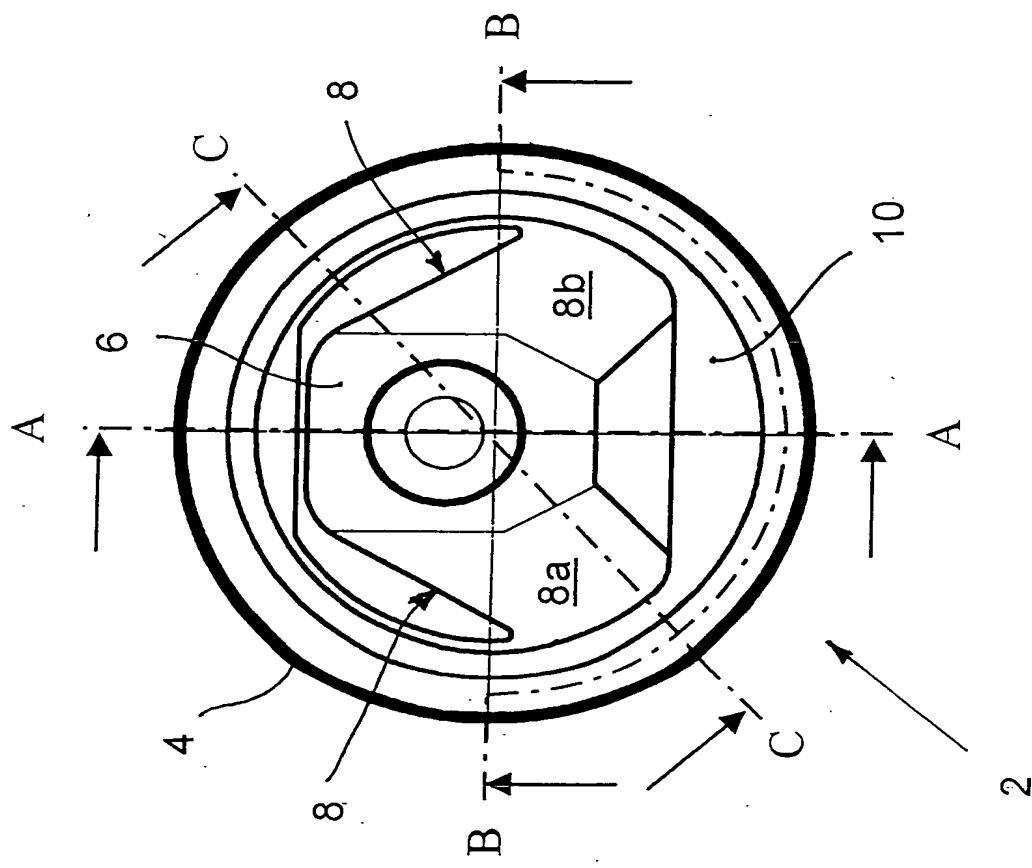
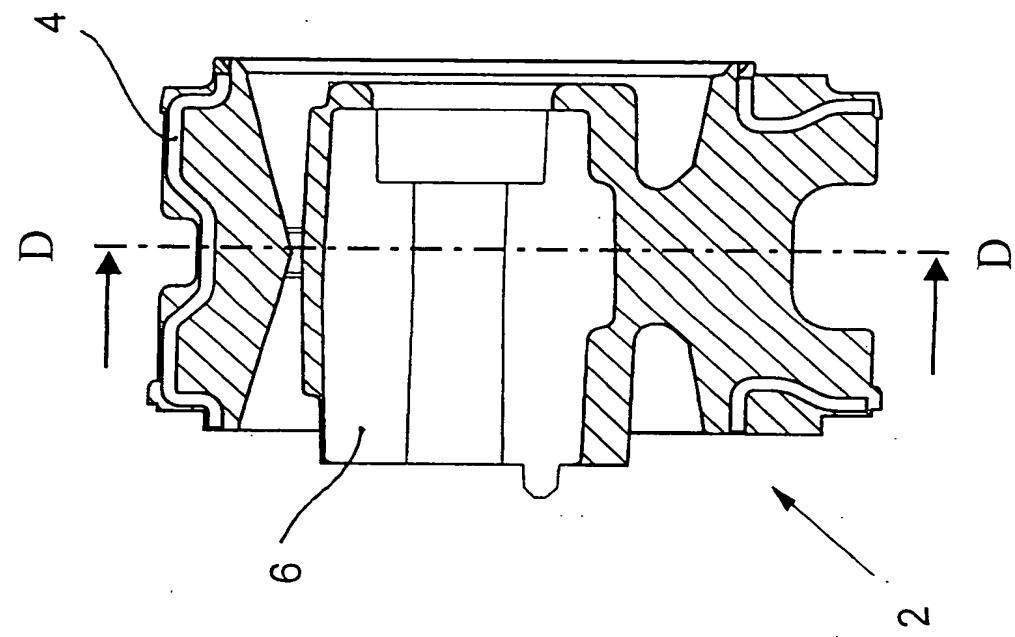


Fig. 3 A - A



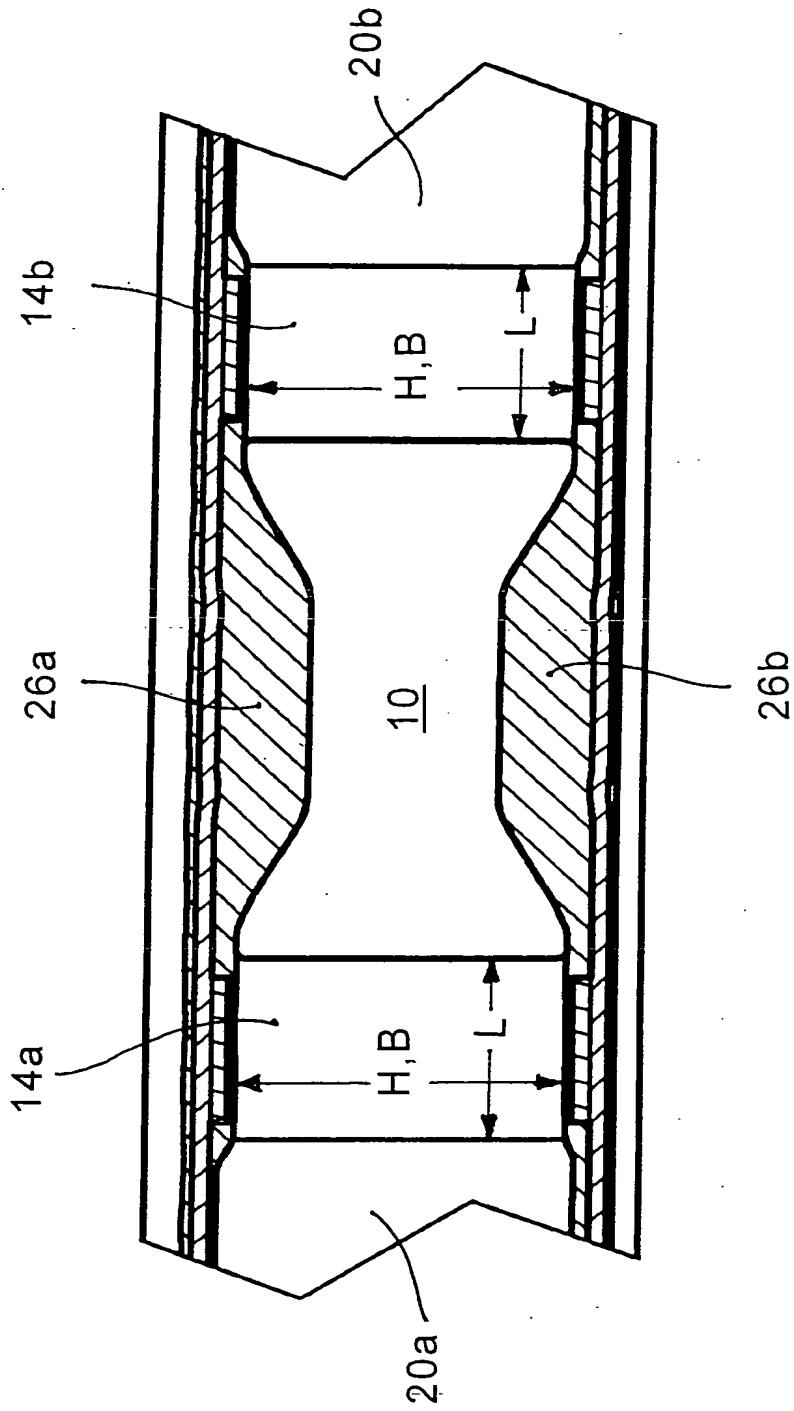
2

BEST AVAILABLE COPY

3/6

B - B

Fig. 4



4/6

Fig. 6 D - D

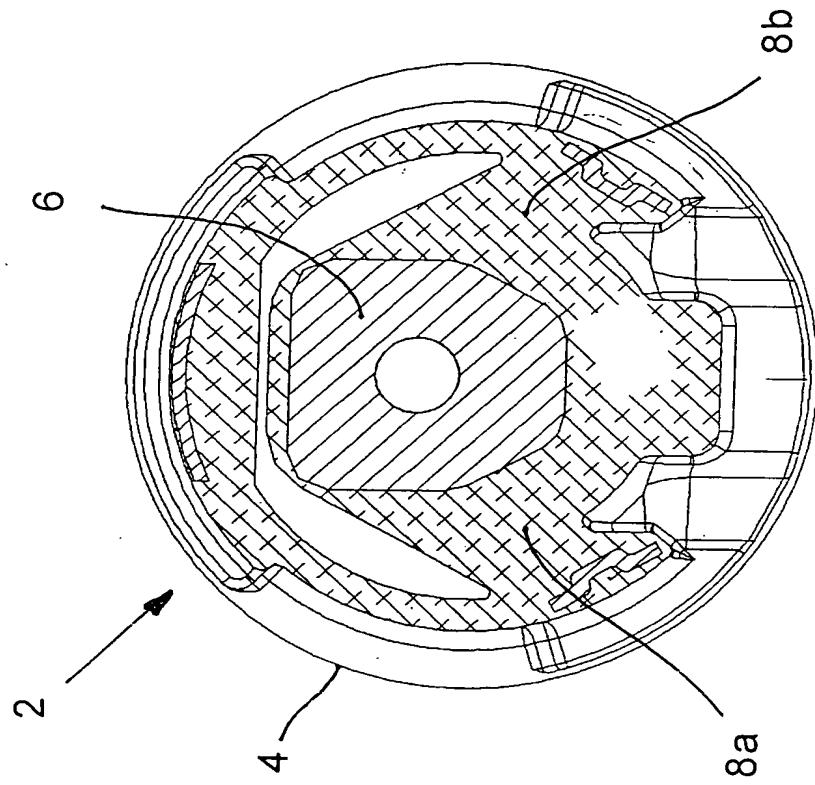
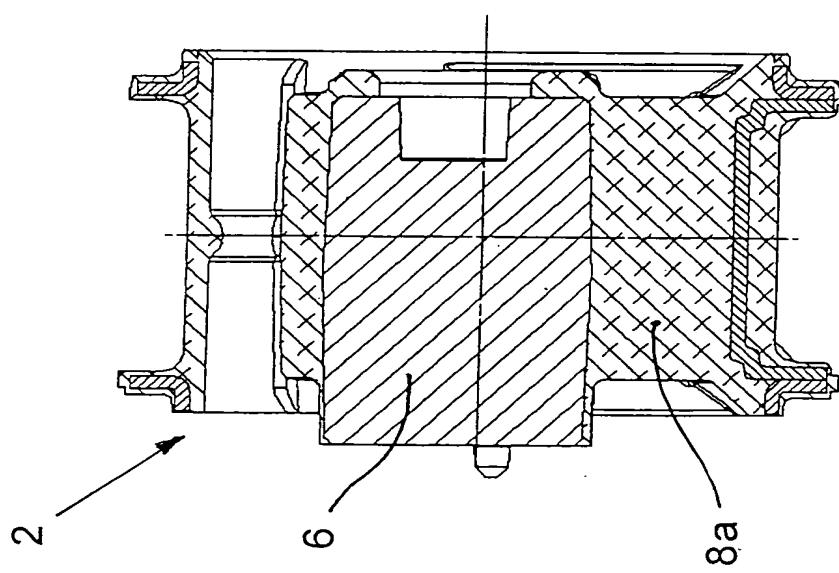


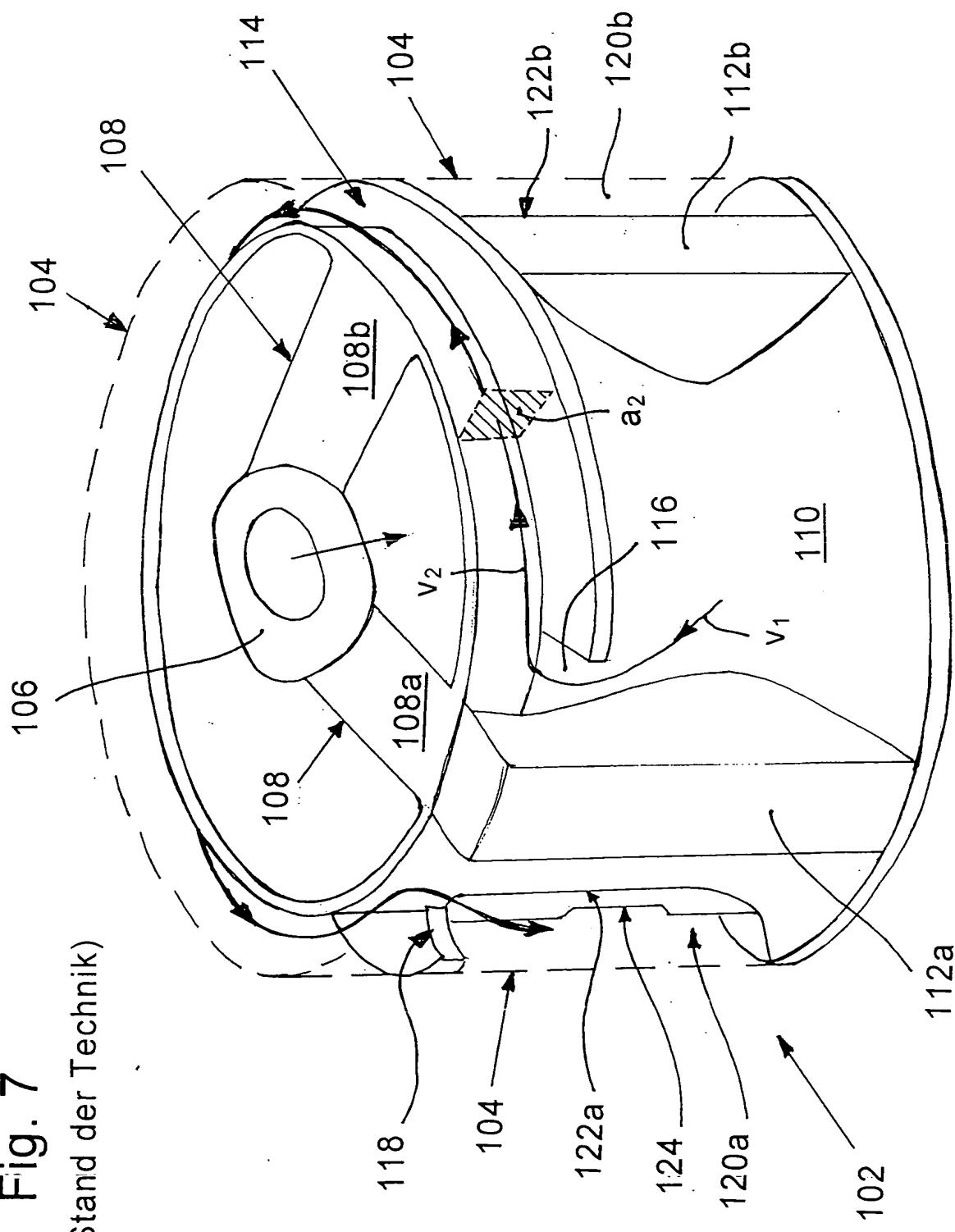
Fig. 5 C - C



BEST AVAILABLE COPY

5/6

Fig. 7
(Stand der Technik)



6/6

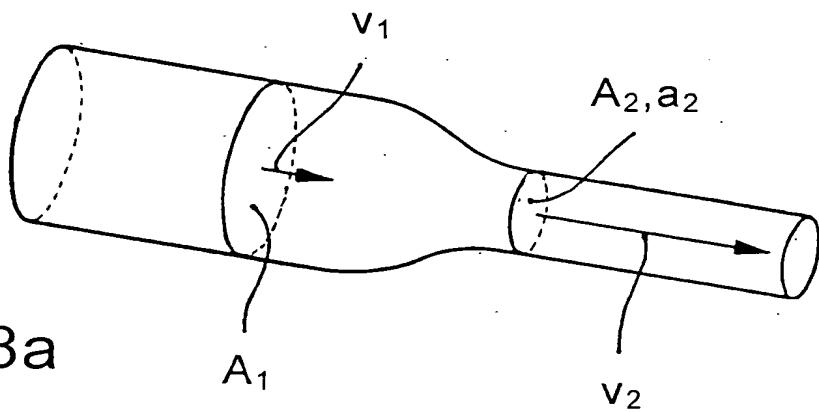


Fig. 8a

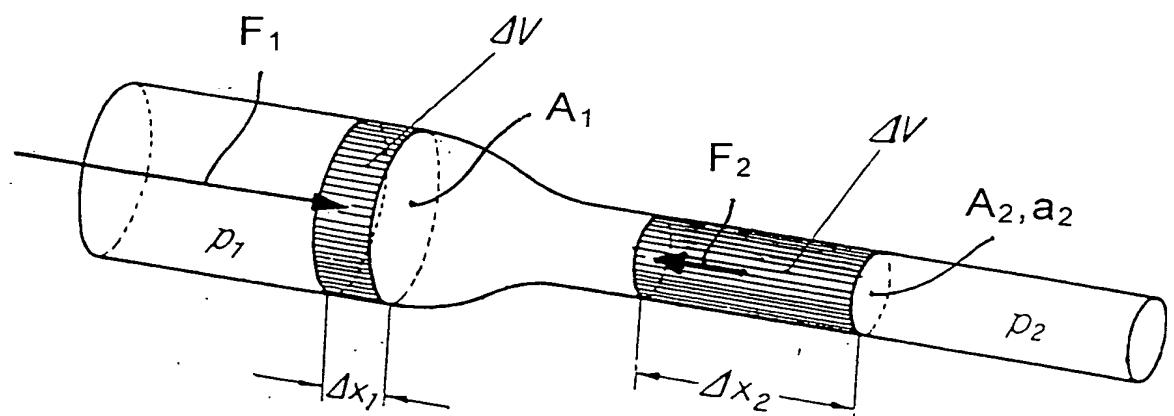


Fig. 8b

5

Zusammenfassung

1. Hydraulisches Radiallager

10 2.1 Zwischen den Schenkeln (8a, 8b) des Federkörpers (8) eines hydraulischen Radiallagers (2) befindet sich eine mit Hydraulikflüssigkeit gefüllte, volumenveränderliche Arbeitskammer (10), die über mindestens einen Überströmkanal (14a und/oder 14b) mit mindestens einer Ausgleichskammer (20a und/oder 20b) verbunden ist.

15

2.2 Die gewünschte Absorption von Störgeräuschen, insbesondere im Bereich von 130 Hz, wird durch eine spezielle Dimensionierung der Querschnittsfläche („Kolbenfläche“, A₁) der Arbeitskammer (10), der dynamischen Blähsteifigkeit des Federkörpers (8) und der Länge (L) und der gesamten Querschnittsfläche (A₂) des mindestens einen

20 Überströmkanals (14a und/oder 14b) erzielt. Dabei liegt das Verhältnis der effektiven Querschnittsfläche (A₁) der Arbeitskammer („Kolben“, 10) zu der Querschnittsfläche (A₂) des mindestens einen Kanals (14a und/oder 14b) vorzugsweise bei 0,1 bis 10, während das Verhältnis der Länge (L) des mindestens einen Überströmkanals (14a und/oder 14b) zu der gesamten Querschnittsfläche (A₂) des mindestens einen Überströmkanals (14a und/oder 14b) vorzugsweise bei 0,1 bis 4,0 liegt.

25 Der Querschnitt („Kolbenfläche“, A₁) der Arbeitskammer (10) kann eine Einschnürung (26a und/oder 26b) aufweisen.

2.3 Insbesondere zur radialen Lagerung eines Motors in einem Kraftfahrzeug.

30

3. Fig. 1.

Fig. 1

